차륜/궤도 인터페이스에 의한 동력학적 진동 저감 기술

| 구동회 · 최일윤 |
철도기술연구원, 차륜궤도연구실 책임연구원

1. 머 리 말

철도에 의한 수송력 증대 및 고속화에 따라 차량 승차감 및 진동 측면에서 철도차량 동력학 시스템은 점차 중요시 되고 있으며, 동력학적 측면에서 특히 고속화에 따라 차륜/레일의 인터페이스 문제가 많이 발생하고 있다. 이러한 인터페이스 기술에는 어떠한 기술이 있으며, 이를 해결하기 위한 기술적인 접근 문제를 다루고자 한다.

특히 동력학적 차륜/레일 인터페이스 기술에서 차륜과 레일의 접촉에서 발생하는 차륜/레일의 크립력(Creep Force)의 규명 및 이에 대한 이론적, 실험적 규명을 통해 동력학적 시스템의 진동저감 및 해결책을 찾을수 있다.

따라서 본 논문에서는 철도차량의 동력학적 진동저감에 대한 이론적 바탕 및 저감기술에 대하여 논하고자 한다.

2. 차륜/레일 인터페이스 연구현황

철도차량에서 발생되는 동력학의 특성은 차량과 궤도, 차륜/궤도 인터페이스 연구로 구분되며, 각 항목별 연구가 분야별로 이루어졌다. 국내에서는1980년대 후반부터 차량에 대한 시스템적 연구가 이루어졌으나, 기초적인 이론적, 실험적인 연구수준으로 동력학 연구의 토양이 되었다. 1990년대 고속전철 기술개발이 이루어지면서 차량 동력학에 대한 시스템적 연구가 본격적으로 이루어졌다. G7 고속전철 기술개발과 KTX 도입을 통하여, 고속화에 따른 궤도의 영향, 동력학 시스템의 개선점등의 문제와 함께 실험적, 이론적 연구가 G7 고속전철 기술개발, KTX운영의 문제점 해결, 유지보수 기반마련 측면에서 이루어 졌다. 특히 도입된 고속전철의 시스템의 상이점(Articulated System의 채택)으로 인해 단차(1량)가 아닌 연성된 차량 시스템적 연구가 중요한 이슈가 되었다. 현재까지 실험적인 차체, 대차, 차륜등에 대한 실험적 결과 해석 연구와, 이론적인 동력학 시스템 구성, 차륜-레일 인터페이스 모델링 등의 연구는 분야별로 이루어졌으나, 주로 시스템적 연구는 기존 소프트웨어를 통한 해석 기반 구축에 머물러 있고, 차량과의 궤도 모델링의 접목에 있어, 궤도, 침목등의 종합적 모델링 및 해석 기반은 취약한 실정이다. 특히 수직방향외에 횡방향에 대한 차량과 레일의 인터페이스 해석 기반은 차량이나 궤도 측면에서 중요하며, 이론적인 해석 기반이 이루어져야 한다.

3. 차륜/레일 운동역학

철도차량 운동을 생각할 경우에, 두 가지 관점이 있다. 첫째, 일정반경의 곡선통과시의 차량 운동과 같은 정상적인 상태를 아는 것이고, 차량 각부의 변위와 차륜이 레일을 누르는 힘 등 일정한 값이 차량의 제원과 주행속도

등에 따라 어떻게 변화하는지를 알 수 있다. 둘째, 동력학적 진동상태를 아는 것이다. 진동상태는 자유진동과 강제진동 두 가지로 분류 할 수 있다.

자유진동은 어떠한 과도적인 외란이 일시적으로 더해진 후 발생하는 진동이다. 진동진폭이 작아져 가면 이 계는 안정되며 역으로 진폭이 커져 가면 불안정이다. 차량으로 불안정이 되지 않는 것이 필요한 것이다. 이러한 해석기반을 통해 차량의 임계속도를 알 수 있다.

강제진동은 변위와 힘의 외란이 더해질 때에 발생하는 진동으로 레일의 휨과 풍력 등에 따라 차량운동 역학이 다르게 나타난다.

이와 같이 분리하였을 때 차량 동역학은 크게 3종류의 문제로 나누어진다.

(1) 직선궤도 주행시의 수직 동력학
(2) 직선궤도 주행시의 횡방향 동력학 및 주행 안정성
(3) 커브 주행시의 거동

이러한 동적거동에 큰영향을 미치는 인자들로서는

(1) 궤도의 선형(Track geometry), 강성, 궤도틀림(Irregularity)
(2) 차륜/레일 접촉력
(3) 차륜/레일 접촉 기하학
(4) 현가장치 및 차량 각 연결부의 특성
(5) 차량 각부의 질량 및 유연성

등을 들 수 있다. 위 차량 거동 중 수직진동은 일반적인 스프링-질량-댐퍼(경우에 따라서는 마찰판, Limit Stop등의 요소도 포함됨) 계의 동력학적 진동 문제 범주에 속하고, 이는 차륜/레일간의 접촉력이나 접촉 기하학의 영향을 별로 받지 않는다. 반면 횡진동 및 커브 주행 문제에서는 차륜/레일 차량의 고유한 현상인 크립힘이 운동에 큰 영향을 미친다.

궤도 역시 탄성과 질량이 있으나 그 고유진동수는 상당히 크다. 직선궤도 주행시의 진동에 의한 승차감 문제나 곡선궤도에서 횡압 또는 횡가속도에 의한 승차감 문제를 다룰 때는 대상운동의 주파수는 궤도의 고유진동수에 비해서 일반적으로 아주 낮다. 따라서 이 주파수에서는 궤도의 질량효과는 무시해도 좋다. 반면 주행에 의한 차륜/레일 소음을 고찰할 때는 궤도의 질량도 고려되어야 한다.

철도시스템 운동 해석시 차량측면에서 고려되는 연구항목은 철도시스템의 최고속도를 결정하는 임계속도(Hunting Motion), 곡선통과 성능(Curving Performance), 차량의 진동 및 승차감(Vehicle Vibration and Ride Comfort), 탈선, 마모 등이 있으며, 궤도측면에서는 궤도의 강성, 궤도틀림(고저, 방향, 수평, 궤간), 궤도선형 특성(완화곡선, 곡선반경)등으로 철도시스템 운행측면에서 동역학 요소가 고려되어 연구되어야 한다. 이러한 동역학적 연구는 지하철, 도시간선, 고속선등 운행 노선 상황에 따라 다른 특성을 보이므로 이러한 상반된 기술의 최적점(Optimazation)을 찾아 연구가 진행되어야 한다.

3.1. 차륜/레일의 접촉 특성

두 탄성체(차륜과 레일)가 접촉하여 구름이 발생하면 접촉면에서는 접착(adhesion)영역과 미끄러짐(slip)영역이 존재하게 된다. 이 중 접착영역에서는 외력에 의한 전단응력 및 변형이 발생한다. 차륜과 레일의 탄성 변형률의 차이에 의해 크립힘(Creep Force)이 생기며 이것은 강제차륜이 강철 레일 위를 주행할 때만 나타나는 고유현상이다. 크립힘은 차량의 동적안정성(Stability)등에 영향을 미치는 동특성 파악의 중요한 요소이다. 실제 차량에서 발생하는 크립힘은 차륜과 레일의 복잡한 기하학적인 형상, 차륜과 레일의 재질 특성, 운행속도, 대차(윤축)의 중량, 차륜/레일의 접촉 마찰계수 등 여러 인자가 복합적으로 작용하여 나타나게 된다. 특히 마찰계수는 차륜/레일 표면의 수분 · 오일 · 먼지 등에 의한 오염, 표면의 거칠기, 습도 등에 따라서 변화하므로 정확한 크립힘을 파악하기에 어려움이 많다. 또한 국내에서 접촉과 관련된 장비의 구축이 이루어지고 있는데 실제에서의 접촉 결과와 실제 운행에서의 결과와 유사하도록 얻으려면 차륜 및 궤도의 기하학적 특성에 맞춘 시험기의 궤조륜(Roller)이 필요할 것이다.

차륜/레일의 접촉 특성은 차륜과 레일의 기하학적 형상특성, 차량의 동력학적 시스템 특성, 궤도 시스템의 탄성학적 특성이 연관되어 이루어진다.

철도차량의 차륜은 수직하중과 횡하중을 받으며 굴러간다. 이러한 철도차량 차륜의 운동은 '크립(Creep)' 이라 불리는 비선형성을 갖는다.

탄성이면서 강체인 두 물체가 접촉하면 그 형상에 따라 접촉점 또는 접촉면이 생기게 된다. 철도차량의 차륜과 궤도의 접촉은 접촉면적 크기는 차륜/궤도의 치수에 비하여 매우 작다는 가정하에 오늘날까지 크립힘의 이론적 해석에 널리 사용되고 있다.

Hertz 접촉 이론에 따르면 접촉 면적의 형태는 타원이다. 두 물체의 구름 가운데 접촉이 발생하면 <그림1 (c)>와 같이 접착(Locked) 영역과 미끄러짐(slip)영역이 생긴다. 접촉면에서는 수직하중에 의한 수직응력과 횡방향 힘에 의한 전단응력, 그에 따른 변형률이 생긴다. Hertz 이론의 가정에 의하면 접촉점에서 멀어질 경우 접촉력으로 인해 생긴 응력은 0으로 된다. 따라서 <그림 1(b)>에서 나타난 응력 선도에서와 같이 횡방향으로 생긴 응력은 접촉이 시작되면 발생하여 증가하다가 접촉이 끝나면 사라진다. 이 경우 횡하중이 마찰력보다 작더라도 접촉점에서 시간에 대한 차륜/레일의 변형률(strain)의 변화율 차이로 인해 차륜의 횡방향 속도(크립속도)가 생긴다. 이 때 접촉면에서 횡방향 힘에 반력이 작용하면 '크립' 을 발생시키며 곧 크립힘을 유발시키게 된다. 그리고 생겨난 크립속도를 주행속도로 나누면 크리피지(Creepage)가 되며 이것을 통해 크립힘을 계산해내는 방법을 '크립 이론' 이라고 한다.

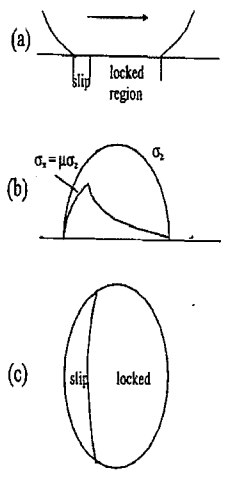


그림 1. 차륜/레일의 접촉력

Hertz 접촉 이론에 의해 타원형의 접촉면에서수직응력(σ)과 전단응력(τ)이 분포한다. <그림 1(c)>을 참고하여 접촉면 내의 미소부위에서 $\tau<\mu\sigma$이면 이 부위를 접착 영역(locked = adhesion zone) 이라 하며 $\tau=\mu\sigma$이면 이 부위를 미끄럼 영역(slip zone)이라고 한다. $\tau<\mu\sigma$의 경우는 없다. 진행 방향을 중심으로 일반적으로 접촉면의 전단부에는 점착영역, 후단부에는 미끄럼 영역이 발생된다. 이 점착영역에서 변형률 차이에 의한 상대속도와 미끄럼 영역에서의 미끄럼에 대한 상대속도 효과를 합한 것이 크립 속도이다. 크립 속도가 주어진 값과 같아지도록 조정했을 때의 τ를 적분한 것이 크립력이다.

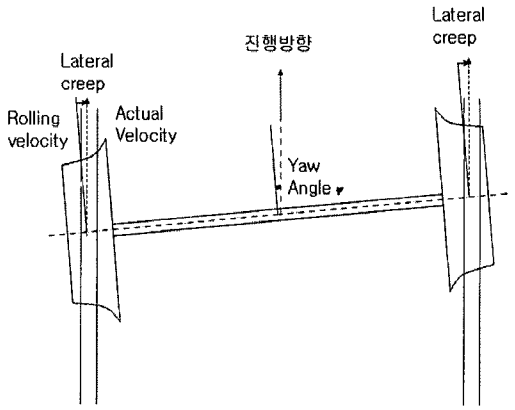


그림 2. 차륜 요(Yaw)변위에 의한 크립

차륜/레일의 강성이 높아서 접촉점에서 변형률의 차이가 없을 때의 속도를 순수 구름 속도라 하고, 크립이 발생하면 차륜과 레일 사이의 속도차가 발생하는데 이 상대속도를 순수 구름 속도로 나누어 무차원화한 값을 크리피지(creepage)라 하며 방향에 따라 종방향, 횡방향, 스핀 크리피지로 분류한다.

$$\xi_x = \frac{actual\ forward\ velocity - pure\ rolling\ forward\ velocity}{forward\ velocity\ due\ to\ rolling}$$

$$\xi_y = \frac{actual\ lateral\ velocity - pure\ rolling\ lateral\ velocity}{forward\ velocity\ due\ to\ rolling}$$

$$\xi_{sp} = \frac{angular\ velocity\ of\ upper\ body - angular\ velocity\ of\ lower\ body}{nominal\ rolling\ velocity}$$

차축의 롤(Roll) 변위를 무시하면 윤축(wheelset)의 자유도는 y_w, φ_w의 2 자유도가 된다. 기하학적으로 좌우측 차륜의 굴림 반경은 다음과 같다.

$$r_L = r_0 + \lambda y_w \qquad (1)$$
$$r_R = r_0 - \lambda y_w$$

이에 따라 좌우측 차륜 길이방향 크리피지는

$$\xi_{xL} = -\frac{V_L - V}{V} = \frac{-\lambda y_w w - a\dot{\psi}_w}{r_0 w} = \frac{-\lambda y_w}{r_0} - \frac{a\dot{\psi}_w}{V} \quad (2)$$

$$\xi_{xR} = -\frac{V_R - V}{V} = \frac{\lambda y_w w + a\dot{\psi}_w}{r_0 w} = \frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}$$

이 때 a는 궤간의 1/2이다. 횡방향 크리피지는

$$\xi_{yL} = \xi_{yR} = \frac{\dot{y}_w}{V} - \psi_w \quad (3)$$

3.2. 차륜/레일의 접촉 력

크립힘을 구하는 방법론은 Hertz 접촉이론에 근간을 두고 있다. 1967년에 Kalker가 내놓은 선형접촉 이론(linear theory of rolling contact)은 매우 적은 크리피지와 미끄럼의 면적이 매우 작아서 거의 무시될 수 있을 때 적용될 수 있다. 그래서 점착영역은 접촉하는 전 부분으로 가정된다.

접촉면의 크기를 구할 때 타원을 이루는 종축과 횡축을 각각 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$a = m\left[\frac{3\pi N(K_1 + K_2)}{4K_3}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$b = n\left[\frac{3\pi N(K_1 + K_2)}{4K_3}\right]^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

식(4)에서 N은 총 수직력을 의미하고 K_1, K_2, K_3은 다음과 같다.

$$K_1 = \frac{1-\nu_W^2}{\pi E_W} \qquad K_2 = \frac{1-\nu_R^2}{\pi E_R}$$

$$K_3 = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}\right] \quad (5)$$

R_1=차륜의 구름 주반경
R'_1=접촉점에서 차륜 곡률에 대한 횡반경
R_2=접촉점에서의 레일의 구름 반경
R'_2=접촉점에서 레일곡률에 대한 횡반경
V_W, V_R=차륜과 레일의 포아송비
E_W, E_R=차륜과 레일의 영률

계수 m, n은 K_4/K_3이며, K_4는 다음과 같다.

$$K_4 = \frac{1}{2}\left[\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'}\right)\left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'}\cos 2\psi\right)\right] \quad (6)$$

식 (6)에서 φ는 곡률 $1/R_1$과 $1/R_2$이 포함된 수직평면 사이의 각도이다. 계수 m, n은 $q=\frac{K_4}{K_3}$에 대하여 표 1에서 주어진다.

한편, Kalker의 이론은 슬립 구역에서의 ξ_x, ξ_y, ξ_{sp}, (Creepage)가 매우 작아 무시할 수 있으며, 접촉면 전체가 점착구역(adhesion zone)에 속한다는 가정으로부터 접근하고 있다. 종방향 크립힘F_x, 횡방향 크립힘F_y, 회전 크립모멘트M_z는 다음과 같이 나타낸다.

$$F_x = -s_1\xi_x$$

$$F_y = -s_{21}\xi_y - s_{22}\xi_{sp} \qquad M_z = s_{22}\xi_y - s_3\xi_{sp} \quad (7)$$

$$s_1 = (ab)GC_{11} \qquad s_{21} = (ab)GC_{22}$$

$$s_{22} = (ab)GC_{23} \qquad s_3 = (ab)GC_{33}$$

a : 접촉면 타원의 장축(진행방향 길이)
b : 접촉면 타원의 단축(횡방향 길이)
G : 강성계수(modulus of rigidity)
C_{ij}: 크리피지 및 스핀 계수

Kalker의 이론에 의하면 선형, 비선형 크립특성에 따라 크립피지와 크립힘의 관계는 <그림 4>와 같다.

앞서 제시한 윤축의 운동에서는 회전 크리피지를 고

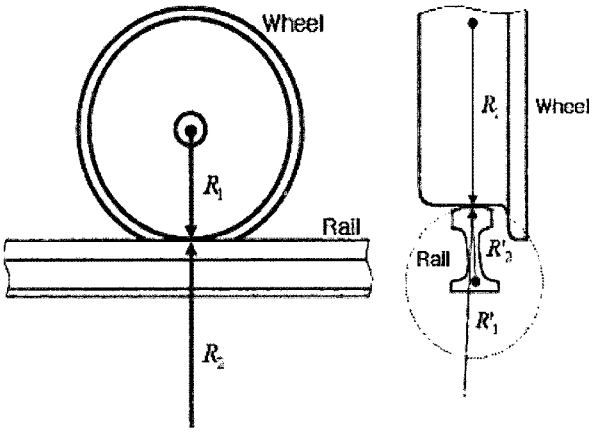


그림 3. 차륜과 레일의 곡률 반경

표 1. θ에 따른 계수 m, n

θ deg	m	n	θ deg	m	n	θ deg	m	n
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	1.4123	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	2.731	0.493	70	1.284	0.802
2	22.26	0.1691	35	2.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	2.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.000	1.000
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

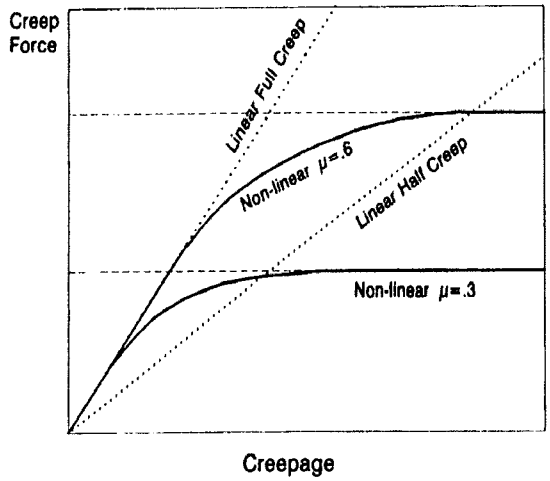


그림 4. 크리피지와 크립힘의 관계

려하지 않았으므로 다음과 같이 차륜에 작용하는 진행방향의 힘, 모멘트를 구할 수 있으며, 이는 차륜과 레일의 기하학적 변수의 형태로 나타난다.

$$f_{xL} = -s_1\xi_{xL} = -s_1\left(\frac{-\lambda y_w}{r_0} - \frac{a\dot{\psi}_w}{V}\right)$$

$$f_{xR} = -s_1\xi_{xR} = -s_1\left(\frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}\right)$$

$$f_{yL} = f_{yR} = -s_{21}\left(\frac{\dot{y}_w}{V} - \psi_w\right) \quad \Rightarrow f_y = -2s_{21}\left(\frac{\dot{y}_w}{V} - \psi_w\right)$$

$$M_z = -af_{xL} + af_{xR} = -2as_1\left(\frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}\right)$$

위에서 구한 차륜에 작용하는 크립힘을 철도차량에 대한 다물체 운동 방정식에 대입하여 운동 방정식을 유

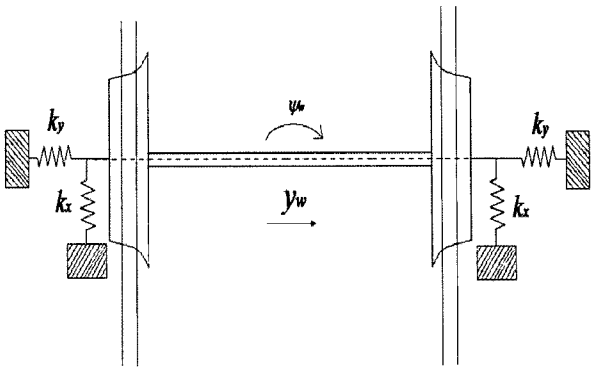


그림 5. 윤축의 횡진동 모델

도할수 있다.

아래에서 표시하는 수식은 접촉 특성을 알기 위한 수식이므로 윤축 하나에 대한 차륜/레일 접촉 방정식을 나타내고 있다. 접촉윤축의 횡진동 모델은 <그림 5>에서 진행방향과 횡방향 강성만을 갖는 2자유도로 근사화시킬 수 있으며 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_w\ddot{y}_w = -2k_y y_w - 2s_{21}\left(\frac{y_w}{V} - \psi_w\right)$$
$$\because f_y = f_{yL} + f_{yR}$$

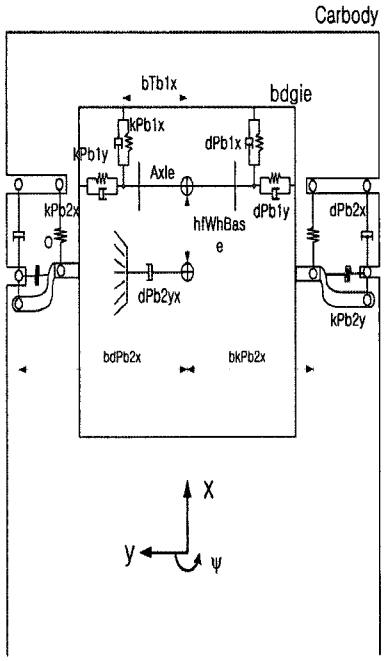
$$I_w\ddot{\psi}_w = -2k_x(a\psi_w)a - 2s_1 a\left(\frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}\right)$$
$$\because M_z = -af_{xL} + af_{xR}$$

$$m_w\ddot{y}_w + 2k_y y_w + 2s_{21}\left(\frac{\dot{y}_w}{V} - \psi_w\right) = 0$$

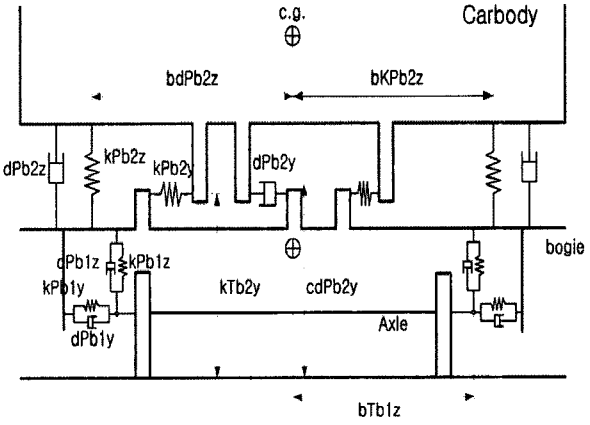
$$I_w\ddot{\psi}_w + 2k_x(a\psi_w)a + 2s_1 a\left(\frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}\right) = 0$$

$$\begin{bmatrix} m_w & 0 \\ 0 & I_w \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \ddot{y}_w \\ \ddot{\psi}_w \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2s_{21}}{V} & 0 \\ 0 & 2s_1\frac{a^2}{V} \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \dot{y}_w \\ \dot{\psi}_w \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_y & -2s_{21} \\ 2s_1\frac{a\lambda}{r_0} & 2k_x a^2 \end{bmatrix}\begin{pmatrix} y_w \\ \psi_w \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

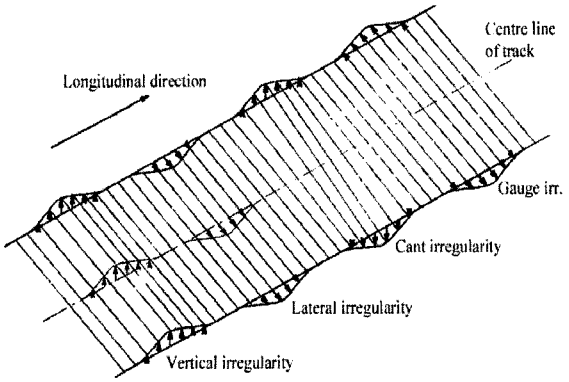
위에서 구한 차륜에 작용하는 크립힘을 철도차량에



<그림 6> 차량의 평면 모델



<그림 7> 차량의 정면 모델



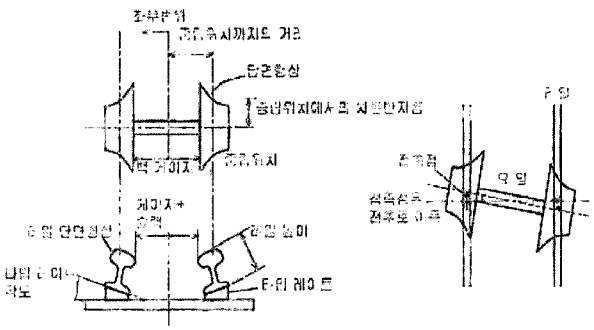
<그림 8> 궤도틀림의 종류

대한 다물체 운동 방정식에 대입하여 운동 방정식을 유도할수 있다.

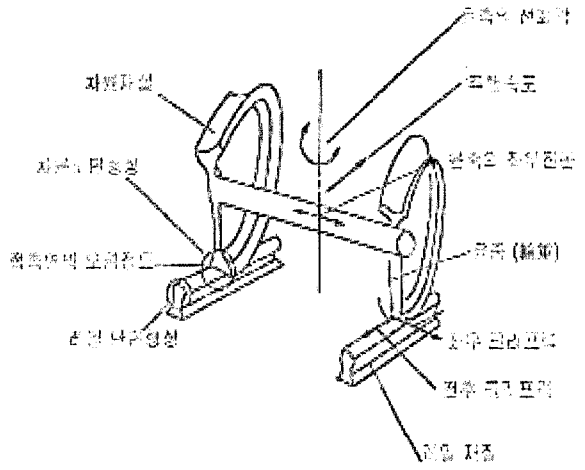
위의 식은 접촉에서의 동력학적 모델이며, 이를 확장하면 <그림 6, 7>에서의 차량의 동력학적 모델링 및 <그림 8>에서의 레일에서의 불규칙 및 강성 모델링을 통해 동력학적 해석을 수행할수 있다.

3.3. 접촉관련 고려인자

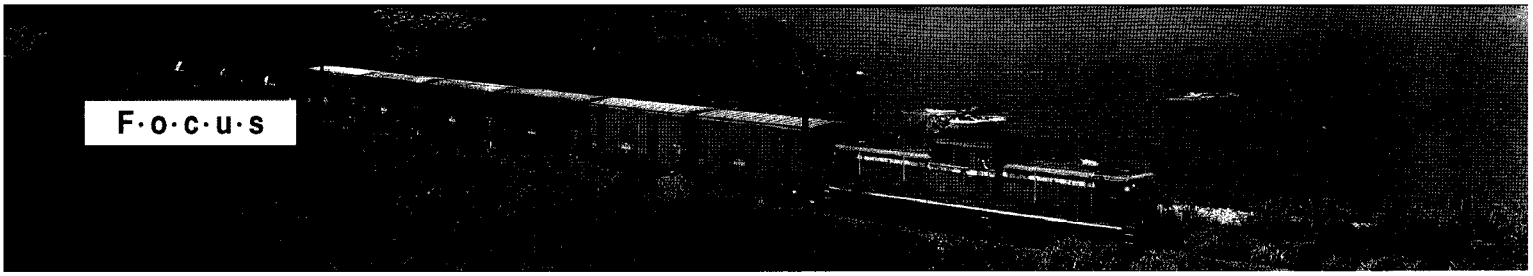
접촉기하학 측면에서 차륜/궤도의 기하학적 영향인자로는 <그림9 (a)>에서 보듯 차륜/레일의 기하학적 특성이 주요한 변수가 되어 접촉력에 영향을 끼치며, <그림 9 (b)>에서 보듯 차륜/레일의 재질특성, 오염정도(마찰계수)등 기하학적 변수외에 고유한 차륜/레일의 특성에 따라서도 접촉력이 변한다.



<그림 9 (a)> 차륜/레일 접촉기하학 영향 변수



<그림 9 (b)> 차륜/레일 접촉력 영향변수



3.4. 접촉에 의한 시스템 현상

국내 철도차량의 경우 동력학적 측면에서 차량 형식에 따라 단차(Conventional) 시스템과 관절형(Articulated) 시스템으로 크게 나누어 지며, 단차 시스템의 경우 1량(차륜, 대차, 차체) 해석을 통해 차륜, 대차, 차체의 시스템으로 구성되어지고, 고속전철의 도입과 함께 관절형 시스템이 국내에 도입되게 되었다. 기존 철도시스템에서는 급곡선(약 400~1000m 사이)이 많은 구간을 운행하므로 곡선구간에서의 승차감, 탈선 계수, 마모 측면에서 개선방안이 연구되고, 직선구간에서는 큰 문제를 야기하지 않았다. 고속전철(KTX)의 상업화와 함께 고속화에 따른 많은 동력학적 문제점이 도출되었다. 기존선 운행에서의 플랜지(Flange) 마모와 고속에서의 0.5 Hz 정도의 Sway 문제가 도출되었다. 기존선에서의 곡선에서의 문제점은 직선에서와 상반된 동적 특성을 가지므로 직선과 곡선에서의 상충된 최적화 기법을 통해 연구되어야 한다.

고속에서의 문제점은 승차감 뿐만 아니라 동적인 문제점으로 인해 주어진 시스템에 대한 경제적인 해결책을 찾기위해 많은 실험과 연구가 진행되었다.

현재도 지하철의 소음 및 동적인 문제점은 해결해야할 과제가 많으며, 이에 대한 연구가 마모, 승차감, 동역학, 소음, 탈선 측면에서 지속적으로 연구가 되어야 한다.

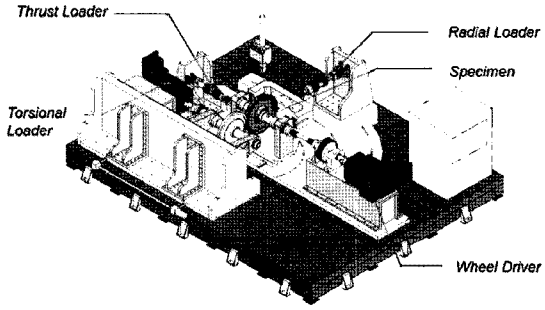
철도차량 시스템은 구축된 차량과 궤도의 동적 현상에 의해 동적 현상이 변하므로 주어진 시스템에서 기하학적 형상변경, 차량 시스템 변경, 레일 시스템의 변화등에 대한 연구가 심도있게 연구되어 주어진 시스템의 최적화된 문제 해결이 되어야 한다.

3.5. 접촉력 규명을 위한 방안

현재 국내에서 추진중인 차륜/레일 접촉시험기를 이용하여 향후 윤축 단위의 고속 운동에서 크립힘(Creep Force)를 측정하고, 그 측정치를 이론적 해석을 통해 얻은 값과 비교할 필요가 있다. 대차 동특성 시험기(Roller Rig)는 2축 또는 3축 대차와 차체 전체가 시험기에 올려져서 궤조륜을 돌려 시험을 수행하는 반면, 접촉시험기는 차륜 단위만 올려서 시험하게 된다. 시험기는 마찰계수에 영향을 줄 수 있는 환경요인(습도, 온도, 유분, 모래), 슬립률과 접촉 특성을 결정짓는 접촉각 및 공격각을 조정할 수 있다. 이장비를 윤축 2자유도 운동 해석모델과 유사한 조건으로 맞추려면 윤축의 요각(yaw angle)을 차륜/레일 접촉각으로 사용할 것이다. 아래 <도표 1>, <그림 10>은 현재 한국철도기술연구원에서 개발 중인 고속 차륜/레일 접촉시험기의 제원이다.

도표 1. 고속 차륜/레일 접촉시험기 제원

	Performance
Specimen	250mm~900mm
Test Speed	Max. 400km/h
Radial Force	Max. 180kN
Thrust Force	Max. 100kN
Slip Ratio	-10 ~ +100%
Torque Control	1% of F.S
Contact Angle Range	0~3° (Resolution 1% Full Scale)
Attack Angle Range	-3 ~ +3° (Resolution 1% Full Scale)
Safety Device	Safety shield, Motor Current, Acceleration, Bearing Temperature
Environmental Condition	Dry, Wet, Oil, Sand, Temperature, Humidity



<그림 10> 차륜/레일 접촉시험기 구성도

이러한 시험장비의 구축을 통해 이론적 해석과 실험을 통해 접촉력의 정확한 값을 예측하여야 한다.

이러한 예측을 위해서는 해석과 실험적 영향의 상이점(재질, 포와송 비, 궤조륜 반경, 차륜반경등)에 대한 인자의 영향성에 대해 연구되어야 한다.

4. 동력학 시스템의 동적 성능 향상 방안

철도는 하나의 시스템으로 구축되어 있으나, 인프라 시스템, 차량시스템의 분리된 시스템이 접촉에 의해 운영되므로 주행성능, 유지보수 측면에서 성능향상을 위한 개선방안이 도출되어야 한다.

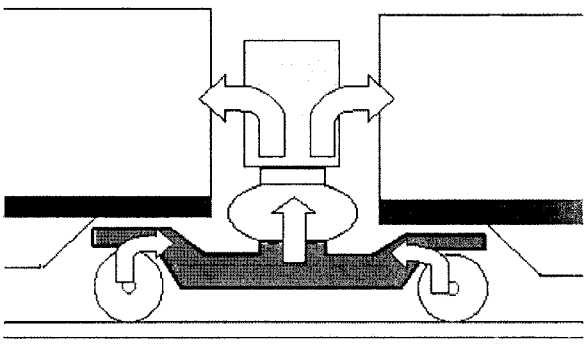
이를 위해서 차량과 궤도시스템에서의 분야별 개선사항 도출과 인터페이스 측면에서의 시스템 개선 방안이 도출되어야 한다.

4.1 차량에 대한 저감기술

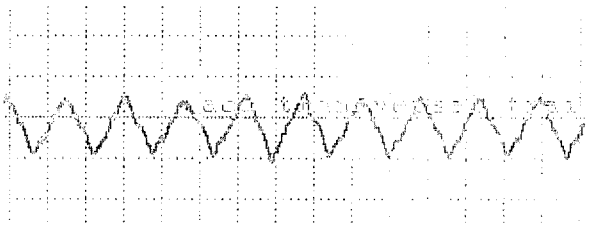
차량시스템의 경우 시스템 특성에 따라 차이는 있으나, 성능개선을 위해서 차륜의 기하학적 형상변경, 차륜, 대차, 차체로 이어지는 서스펜션의 강성변화, 댐퍼 채택을 통한 승차감 개선등 차량 시스템의 개량 및 개선 사항이 고려되고 해석되어야 한다.

차륜의 경우 차륜의 기하학적 형상 변화를 위해서는 인터페이스 해석을 통해 이루어지며, 곡선부에서의 마모 저감 및 운행성능 향상을 위한 차륜과 플랜지부 사이의 곡률반경의 변화, 고속화를 위해 직선에서의 마찰이 주로 이루어 지는 접촉부분의 답면 구배의 변화(1/20, 1/40)를 통해 시스템의 성능 변화를 예측하고 있다.

아래 <그림 11, 12>는 KTX의 동력학적 진동전달 경로 및 측정된 동적문제 주파수이다. 이러한 문제해결을 위해 고속전철 시스템의 동적 Sway 현상을 잡기위해 변화된 차륜 형상을 고려하였으며, 차륜형상 변화외에 차륜 내측거리 변화, 횡댐퍼 부착, 에어스프링 조정등 많은 동



<그림 11> KTX의 동력학적 진동전달 경로



<그림 12> 차체에서 Sway 주파수(약 0.6Hz)

력학적 특성 변화를 위한 실험과 이론적 해석을 하였으나, 차륜형상 변화(GV40 -> XP55) 를 통해 동적 Sway 현상을 잡을수 있었다. 이러한 해결방안 제시를 위해서는 동력학 시스템 모델링 구축을 통해하여 실제현상을 재현할수 있어야 한다. 이러한 재현된 동적성능 현상을 통해 실험적으로 이를 구현하여야 한다.

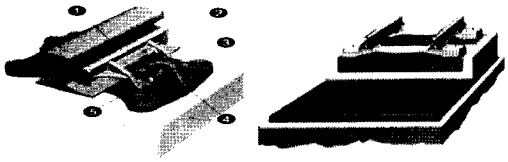
서스펜션의 경우 승차감에 주로 영향을 미치는 2차 서스펜션의 경우 승차감 향상을 위해 스프링 시스템에서 에어백 시스템으로 바꾸어 지고 있으며, 이외에도 2차 서스펜션의 댐핑 특성 향상을 위해 2차 서스펜션 댐퍼를 채택하고 있다.

특히 이러한 에어백 시스템이나 댐퍼의 채택은 고속화에 따라 더 시스템이 복잡하게 이루어 지고 있다. 1차 서스펜션의 경우 통상 스프링이나 롤 고무형태의 시스템이 채택되고 있으며, 고속화를 위해 길이방향 강성을 가진 판 스프링도 채택하고 있다. 그러나 이러한 서스펜션은 곡선부와 직선부가 존재하는 철도 시스템 특성에 의해 제약 받거나 구속되어 진다. 레일로부터 받는 충격이나 진동 감쇠를 위해 횡댐퍼, 수직댐퍼, 요댐퍼등이 채택되고 있고, 이러한 채택된 서스펜션과 댐퍼는 동력학 연구에 있어 주요한 인자이며, 결정되어야 하는 변수이다.

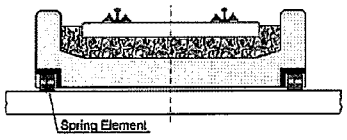
이외에도 기존선이나 고속선에 적합한 차량 시스템의 신규 채택을 위해 기존선 고속화를 위한 틸팅 시스템 개발, 곡선부가 많은 조향성능이 우수한 대차 시스템 개발, 반능동/능동 조향 시스템 개발이 이루어 지고 있다.

4.2. 궤도측면에서의 저감기술

차량의 진동에 영향을 미치는 궤도 측면에서 영향인자별로 구분하여 저감방안을 기술하면 다음 세 가지로 구분할 수 있다.



(a) 방진체결구 (b) 방진매트궤도



(c) 스프링-댐퍼타입 부유궤도

<그림 13> 진동저감을 위한 궤도유형 예

첫째, 기하학적 측면에서의 궤도특성을 개선하여 차량의 동특성을 향상시키는 방안으로 선로선형, 궤도틀림이 주요영향인자이다. 궤도의 선형에서는 곡선반경, 완화곡선 형상 및 길이, 캔트, 캔트체감율 등이 차량의 탈선안전성 및 승차감과 밀접한 관계가 있으므로 이에 대한 개선을 통하여 차량 진동 저감이 가능하다. 스웨덴의 경우, 선로선형 최적화와 차량/선로선형 상호작용 해석툴을 이용한 간략화된 접근법을 가지고 선로선형 연구를 수행하여 CEN(2001), UIC(2004) 등 기준수립에 반영하였으며, 일본 RTRI에서는 곡선부 완화곡선길이 산정에 대한 연구를 수행하고 철도기술기준(2002)에 반영한 바 있다.

한편, 궤도틀림은 고저틀림, 방향틀림, 궤간, 수평틀림 등으로 구분되며, 궤도틀림의 허용기준은 차량의 주행안전성과 승차감을 고려하여 유지보수의 수준에 따라 관리된다. 진동저감 측면에서는 궤도틀림 허용기준을 최소화하여 관리하는 것이 바람직하나, 궤도틀림 허용기준을 너무 엄격하게 설정하면 궤도정정작업의 비용이 증가될 수 있으며, 또한 궤도의 열화를 유발할 수 있으므로 적정한 수준의 관리가 요구된다.

둘째, 궤도의 재료적 측면의 개선방안을 통한 차량 진동 저감의 접근방법이 가능하다. 자갈매트, 방진패드, 방진체결구, 부유궤도 등 궤도구조의 형상과 재질의 개선을 통한 저감방안이 이 분류에 속한다. 예를 들면, 침목패드를 갖는 궤도는 터널구간에서 매우 효율적으로 저주수 대역의 진동이 약 -10dB 정도 저감되는 것으로 알려져 있다.

셋째, 궤도취약부의 관리를 통하여 저감이 가능하다. 차량의 진동은 궤도취약개소 즉, 분기부, 강성변화구간, 교량신축이음부, 레일마모 및 코로게이션(Corrugation) 발생부 등에서 증가하게 된다. 따라서, 차량의 주행특성을 고려한 궤도취약개소의 궤도설계 및 유지관리를 통하여 진동을 저감시키는 것이 중요하다. 즉, 강성변화구간의 강성이 급격하게 변화하지 않도록 설계하고, 교량신축이음에서의 자갈궤도의 변위를 감소시키는 방법 및 레일마모발생부에서 적절한 연마기준에 따라 레일을 연마하여 주행안전성을 확보하는 방안 등을 통하여 진동저감이 가능하다.

5. 맺 음 말

현재 국내에서는 고속화가 진행되면서 동력학적 시스템 구축에 대한 연구가 진행되고 있으며, 차량시스템과 궤도시스템별로 연구가 진행되고 있다. 시스템이 구축되고서 나타나는 철도 동력학적 시스템은 특히 차량과 궤도의 인터페이스 측면에서 많이 나타나고, 또한 개선이나 해결하는데 있어 많은 문제를 나타내고 있다. 향후 이러한 문제점의 최소화와 해결을 위해서는 차량시스템과 궤도시스템을 고려한 동력학적 시스템 구축을 통해 승차감, 진동특성, 유지보수 분야에 폭넓게 적용되어야 한다.

고속전철 출현과 지하철의 확충에 따라 동력학적 시스템의 문제로는 고속화에 따른 차량의 곡선 추종성, 고속에서의 승차감 향상, 궤도유지관리 기준, 궤도의 인터페이스 설계 기준 정립의 필요성이 대두되므로, 이러한 기준 정립과 철도 품질향상을 위해 차량/궤도 인터페이스 시스템 구축은 필수적이다.

♣ 참고 문헌

1. Vijay K. Garg, Rao V. Dukkipati (1984), "Dynamics of Railway Vehicle Systems", Academic Press, PP.103-118
2. A. H. Wickens (2003), "Fundamental of Rail Vehicle Dynamics", Swet & Zetlinger B.V, pp.6-16
3. Ahmed A. Shabana (2007), "Railroad Vehicle Dynamics : A Computational Approach", CRC Press, PP.127-128